

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **2000266138 A**

(43) Date of publication of application: **26.09.00**

(51) Int. Cl.
F16H 3/66
F16H 3/62
F16H 57/08

(21) Application number: **2000066306**

(22) Date of filing: **10.03.00**

(30) Priority: **10.03.99 DE 99 19910299**

(71) Applicant: **DAIMLERCHRYSLER AG**

(72) Inventor: **KLAUS RIEDL**

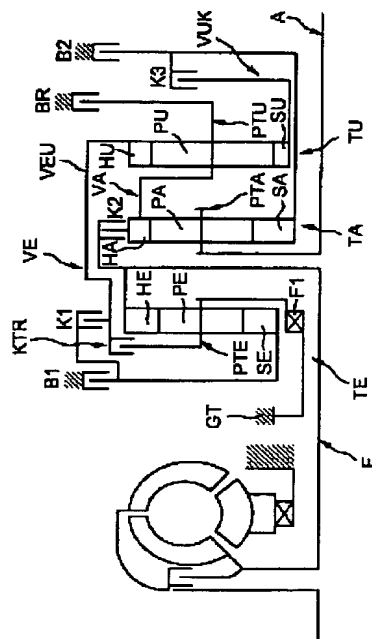
(54) **PLANETARY GEAR TYPE TRANSMISSION**

(57) Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To minimally alter a structure of a planetary gear type transmission by acquiring a sixth forward speed by arranging a disconnecting clutch so as not to engage with one of driving connecting parts existing between two of three planetary gear transmission structures.

SOLUTION: Disconnecting clutches K1, K2, K3 are arranged so as to engage with driving connecting parts VE, VEU, VUK existing between three planetary gear transmission structures TE, TA, TU to mutually connect the whole respective planetary gear transmission structures TE, TA, TU to form a connecting driving device. A disconnecting clutch KTR is arranged unengageable with the driving connecting part VE to engage a brake B1 and the clutches K2, K3 to connect the two planetary gear transmission structures TA, TU to acquire a sixth forward speed to thereby minimally alter a structure of a planetary gear type transmission.

COPYRIGHT: (C)2000,JPO



(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2000-266138

(P2000-266138A)

(43)公開日 平成12年9月26日(2000.9.26)

(51)Int.Cl.⁷

識別記号

F I

テマコード*(参考)

F 1 6 H 3/66

F 1 6 H 3/66

B

3/62

3/62

Z

57/08

57/08

審査請求 有 請求項の数11 O L (全 9 頁)

(21)出願番号 特願2000-66306(P2000-66306)

(22)出願日 平成12年3月10日(2000.3.10)

(31)優先権主張番号 1 9 9 1 0 2 9 9 . 6 - 1 2

(32)優先日 平成11年3月10日(1999.3.10)

(33)優先権主張国 ドイツ (DE)

(71)出願人 599020483

ダイムラークライスラー・アクチェンゲゼル
シャフト

ドイツ連邦共和国 70567 ステュットガ
ルト, エッブルストラッセ 225

(72)発明者 クラウス リードル

ドイツ連邦共和国 72074 テュービンゲ
ン エリー ホイス クナップ ストラッ
セ 8

(74)代理人 100094525

弁理士 土井 健二 (外1名)

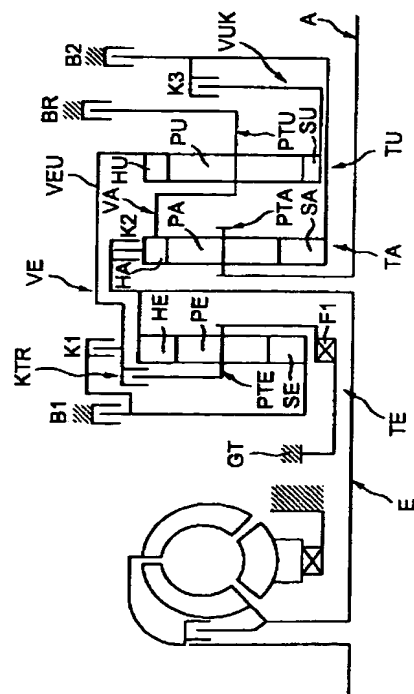
(54)【発明の名称】 遊星歯車式変速装置

(57)【要約】

【課題】直接伝動速度範囲(直接ギヤ)を含む少なくとも6つの前進速度範囲を有する遊星歯車式変速装置を、従来のこの種の遊星歯車式変速装置の構造を最小限に改変することのみにより提供する。

【解決手段】入力軸が3つの遊星歯車構造体のうち少なくとも1つを介して出力軸に連結されており、直接ギヤを含む5つの前進ギヤが、3つの摩擦クラッチと3つの制動構造体により獲得される遊星歯車式変速装置において、3つの遊星歯車構造体の中の2つの間の駆動連結部の1つに非係合可能なクラッチを設けることにより、第6前進ギヤを獲得する。あるいは、第4制動構造体に連結されそれによってロックされる補助リングギヤと噛み合った補助遊星歯車を設けることによって、第6前進ギヤを獲得する。この構成によると、第7前進ギヤと第2後進ギヤも獲得することができる。

10



1

【特許請求の範囲】

【請求項1】入力軸と、出力軸と、前記入力軸からの運動を前記出力軸に様々な速度伝達比で伝達するように、前記入力軸と前記出力軸との間に配設されている第1、第2および第3の遊星歯車伝達構造体とを備える遊星歯車式変速装置であって、

前記第1 遊星歯車伝達構造体が、第1遊星歯車キャリアと、前記第1 遊星歯車キャリア上に回転自在に支持されている第1遊星歯車と、前記第1 遊星歯車を取り囲んで前記第1 遊星歯車と噛合し、かつ前記入力軸と共に回転するように前記入力軸に接続されている第1リングギヤと、前記第1遊星歯車が配列されている中心に配設されて前記第1遊星歯車と噛合している第1太陽歯車であって、前記第1太陽歯車を回転抑制する非係合可能な第1制動構造体に接続されると共に前記第1遊星歯車キャリアとのブロック接続部を設ける非係合可能な第1クラッチとも接続されている第1太陽歯車とを含み、

前記第2 遊星歯車伝達構造体が、その上に第2 遊星歯車を回転自在に支持すると共に前記出力軸に固着されている第2 遊星歯車キャリアと、前記第2 遊星歯車の周りに伸びかつ前記第2 遊星歯車と噛合し、非係合可能な第2クラッチを介して前記入力軸に接続されている第2リングギヤと、前記第2 遊星歯車が配列されている中に前記第2 遊星歯車と噛合して配設されており、非係合可能な第2制動構造体と接続されている第2太陽歯車とを含み、

前記第3 遊星歯車伝達構造体が、前記第2リングギヤに前記第2リングギヤと共に回転するように固着されると共に、前記出力軸の回転方向を逆転するために係合可能となるように構成されている第3制動構造体にも固着されている第3 遊星歯車キャリアと、前記第3 遊星歯車キャリア上に回転自在に支持されている第3 遊星歯車と、前記第3 遊星歯車の周りに伸び、かつ前記第3 遊星歯車と噛合し、さらに前記第1 遊星歯車キャリアとの駆動連結部を有する第3リングギヤと、前記第3 遊星歯車の中に前記第3 遊星歯車と噛合して配設され、前記第2太陽歯車への駆動連結部を有する第3太陽歯車とを含み、

前記第3リングギヤと前記第1 遊星歯車キャリアとの間の前記駆動連結部が、前記第3リングギヤと前記第1 遊星歯車キャリアとの間の接続を断つ切断クラッチを含み、

前記第1クラッチが一方の側で前記第1太陽歯車と接続され、他方の側で前記第3リングギヤと接続されており、

第6前進速を設けるように、どちらも第1太陽歯車と接続されている前記第1制動構造体および前記第1クラッチと前記第2クラッチが係合する一方で、前記第2制動構造体と前記第3制動構造体、更に前記切断クラッチが非係合されることを特徴とする遊星歯車式変速装置。

【請求項2】請求項1において、

2

速度伝達比が1以外である中間前進速度範囲で、前記第2リングギヤに接続されている前記第2クラッチと、前記第2太陽歯車に接続されている前記第2制動構造体とが係合されている一方、前記切断クラッチと前記第1制動構造体および前記第3制動構造体は非係合されていることを特徴とする遊星歯車式変速装置。

【請求項3】請求項1において、

前記第2太陽歯車と前記第3太陽歯車が相互に固着されていることを特徴とする遊星歯車式変速装置。

【請求項4】請求項1において、更に、

一方方向クラッチが、前記第1 遊星歯車キャリアと該変速装置の静止部分との間に配設され、

前記入力軸から伝達されるトルクと反対のトルクが前記第1 遊星歯車キャリアに対して有効である時に前記一方方向クラッチが係合するように構成されていることを特徴とする遊星歯車式変速装置。

【請求項5】請求項2において、

前記切断クラッチが非係合される中間前進速で、前記第1クラッチが係合されていることを特徴とする遊星歯車式変速装置。

【請求項6】入力軸と、出力軸と、前記入力軸からの運動を前記出力軸に様々な速度伝達比で伝達するように、前記入力軸と前記出力軸との間に配設されている第1、第2および第3の遊星歯車伝達構造体とを備える遊星歯車式変速装置であって、

前記第1 遊星歯車伝達構造体が、第1遊星歯車キャリアと、前記第1 遊星歯車キャリア上に回転自在に支持されている第1遊星歯車と、前記第1 遊星歯車を取り囲んで前記第1 遊星歯車と噛合し、かつ前記入力軸と共に回転するように前記入力軸に接続されている第1リングギヤと、前記第1遊星歯車が配列されている中心に配設されて前記第1遊星歯車と噛合している第1太陽歯車であって、前記第1太陽歯車を回転抑制する非係合可能な第1制動構造体に接続されると共に前記第1遊星歯車キャリアとのブロック接続部を設ける非係合可能な第1クラッチとも接続されている第1太陽歯車とを含み、

前記第2 遊星歯車伝達構造体が、その上に第2 遊星歯車を回転自在に支持すると共に前記出力軸に固着されている第2 遊星歯車キャリアと、前記第2 遊星歯車の周りに伸びかつ前記第2 遊星歯車と噛合し、非係合可能な第2クラッチを介して前記入力軸に接続されている第2リングギヤと、前記第2 遊星歯車が配列されている中に前記第2 遊星歯車と噛合して配設されており、非係合可能な第2制動構造体と接続されている第2太陽歯車とを含み、

前記第3 遊星歯車伝達構造体が、前記第2リングギヤに前記第2リングギヤと共に回転するように固着されると共に、前記出力軸の回転方向を逆転するために係合可能となるように構成されている第3制動構造体にも固着されている第3 遊星歯車キャリアと、前記第3 遊星歯車キ

50

3

キャリア上に回転自在に支持されている第3遊星歯車と、前記第3遊星歯車の周りに伸び、かつ前記第3遊星歯車と噛合し、さらに前記第1遊星歯車キャリアとの駆動連結部を有する第3リングギヤと、前記第3遊星歯車の中に前記第3遊星歯車と噛合して配設され、前記第2太陽歯車への駆動連結部を有する第3太陽歯車とを含み、前記第1遊星歯車の周りに前記第1遊星歯車と噛合して配設され、前記第1遊星歯車キャリアに回転自在に支持されている補助遊星歯車と、前記補助遊星歯車の周りに伸びかつ前記補助遊星歯車と噛合する補助リングギヤと、前記補助リングギヤに接続されて前記補助リングギヤを選択的に拘束する第4制動構造体が設けられ、速度伝達比が1以外の場合、前記入力軸と前記第2リングギヤとを相互接続する前記第2クラッチと前記第4制動構造体のみが係合されることにより第7前進速を設けることを特徴とする遊星歯車式変速装置。

【請求項7】請求項6において、速度伝達比が1以外である低速前進速度範囲で、前記第4制動構造体と前記第2制動構造体のみが係合することを特徴とする遊星歯車式変速装置。

【請求項8】請求項6において、後進運転の場合、前記第4制動構造体と前記第3制動構造体のみが係合することを特徴とする遊星歯車式変速装置。

【請求項9】請求項6において、前記第2太陽歯車と第3太陽歯車が相互に固着されていることを特徴とする遊星歯車式変速装置。

【請求項10】請求項6において、更に、一方向クラッチが、前記第1遊星歯車キャリアと該変速装置の静止部分との間に配設され、前記入力軸から伝達されるトルクと反対のトルクが前記第1遊星歯車キャリアに対して有効である時に前記一方向クラッチが係合するように構成されていることを特徴とする遊星歯車式変速装置。

【請求項11】請求項9において、前記第2クラッチが非係合される中間前進速で、第1クラッチが係合されていることを特徴とする遊星歯車式変速装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、3つの遊星歯車伝達構造体のうち少なくとも1つを介して出力軸に駆動連結可能な入力軸を備える遊星歯車式変速装置に関する。

【0002】

【従来の技術】例えばDE42 38 866 C2に記載されているような公知の遊星歯車式変速装置においては、直接伝動の第4速範囲を含む5つの前進速度範囲を、6つの摩擦係合要素（3つのブレーキと3つのクラッチ）を用いて獲得している。

【0003】

4

【発明が解決しようとする課題】本発明の目的は、上側の直接伝動速度範囲（直接ギヤ）を含む少なくとも6つの前進速度範囲を有する遊星歯車式変速装置を、従来のこの種の遊星歯車式変速装置の構造を最小限に改変することのみにより提供することにある。

【0004】

【課題を解決するための手段】3つの遊星歯車伝達構造体のうち少なくとも1つを介して出力軸に駆動連結可能な入力軸を備える遊星歯車式変速装置において、直接ギヤを含む5つの前進ギヤは、3つの摩擦クラッチと3つの摩擦ブレーキ構造体を用いて獲得される。

【0005】このような装置において、上記の目的を達成するために、本発明の一つの側面は、3つの遊星歯車伝達構造体の中の2つの間にある駆動連結部の1つに非係合可能な切断クラッチを設けることによって、第6前進速を獲得する。

【0006】上記の目的を達成するために、本発明の別の側面は、第4制動構造体にロックされるように接続されている補助リングギヤと噛合される補助遊星歯車を設けることにより、第6前進速を獲得する。この構成によると、第7前進速と第2後進速も獲得することができる。

【0007】本発明の一つの実施形態による構成においては、入力伝達構造体の連結接続部を分割し、他の2つの伝達構造体（出力伝達構造体と後進伝達構造体）を共通連結駆動装置として使用して、少なくとも1つの追加前進ギヤを形成することによって、上記の課題を解決する。

【0008】別の実施形態では、入力伝達構造体として、補助遊星歯車と噛合し、別個のブレーキに連結して、少なくとももう1つの前進速度範囲の形成に貢献する外側追加リングギヤを有する、いわゆるラビノー（Ravigneaux）変速装置を使用することにより、上記課題を解決する。

【0009】前記一つの実施形態の遊星歯車式変速装置によると、中間前進速度範囲が提供されるが、この構成において、直接伝動ギヤ以外の中間ギヤにおいては、出力伝達構造体の外側リングギヤに接続されているクラッチおよび出力伝達構造体の太陽歯車に接続されているブレーキは係合される一方で、分離（切断）クラッチと後進速ブレーキは非係合することができる。

【0010】前記別の実施形態では、入力伝達構造体の補助リングギヤと連結されているブレーキと、出力伝達構造体の太陽歯車と連結されているブレーキとを排他的に係合することによって、3つの伝達構造体の個々の速度伝達比を多重連結した速度伝達比が提供され、それによって第1（低）速度範囲を提供することにより、さらに下側の前進速度範囲、すなわち第7前進ギヤを有する変速装置が形成される。

【0011】上記いずれの実施形態の遊星歯車式変速装

5

置でも、2つの後進速度範囲を、出力伝達構造体と後進伝達構造体とをその両方の後進速度範囲において共通連結変速装置として動作させることにより獲得することができる。一方の後進速度範囲においては、後進ブレーキを係合し、1より大きい部分速度伝達比で入力伝達構造体の太陽歯車をロックする。他方の後進速度範囲においては、太陽歯車と連結されているクラッチの係合により入力伝達構造体の速度伝達比を1にする。

【0012】本発明による遊星歯車式変速装置の前記別の実施形態においては、さらに第3後進速が提供されるが、この第3後進速においては、後進ブレーキが係合されている時に、出力伝達構造体と後進伝達構造体とが共通連結伝達構造体として動作し、ブレーキにより固定されている補助リングギヤが入力伝達構造体の反動部材として使用される。

【0013】本発明の係合形式の遊星歯車式変速装置においては、出力伝達構造体と後進伝達構造体とのそれぞれの太陽歯車間の駆動連結は、これらの伝達構造体に連結されている摩擦クラッチを係合することによって達成される。

【0014】いずれの実施形態の遊星歯車式変速装置においても、出力伝達構造体と後進伝達構造体の太陽歯車間の駆動連結を恒久的なものとして、クラッチおよびその制御装置を無くすようにしても良い。

【0015】本発明の遊星歯車式変速装置においては、一方向クラッチを設けることにより、2つの最低速度範囲（第1、2速）にヒルホールド機能が含まれている。ヒルホールド機能は第3速で有効にしても良い。

【0016】

【発明の実施の形態】次に、添付図面に基づいて、本発明のいろいろな実施形態について説明する。

【0017】まず、本発明の遊星歯車式変速装置の全て（図1、図3、図5、図7に示す4つ）の実施形態は、下記の特徴を有する。

【0018】入力遊星歯車伝達構造体TEは遊星歯車キャリアPTEを含む。外側リングギヤHEは遊星歯車PEと噛合し、入力軸Eと駆動連結されている。内側太陽歯車SEも遊星歯車PEと噛合し、係合/非係合可能な摩擦ブレーキB1および非係合可能なクラッチK1に連結されている。遊星歯車キャリアPTEと固定ハウジング部GTとの間に、一方向クラッチ（a free-wheeling clutch）F1が設けられ、遊星歯車キャリアPTEが入力軸Eと反対方向に回転する時は係合するが、同方向の回転は許可するように構成されている。

【0019】出力遊星歯車伝達構造体TAは、遊星歯車キャリアPTAを備えており、遊星歯車キャリアPTAはその上に遊星歯車PAを回転自在に支持し、出力軸Aへの駆動連結部を備えている。遊星歯車PAの周りに、遊星歯車PAと噛合してリングギヤHAが配設されてお

6

り、係合/非係合可能な摩擦クラッチK2を介して入力軸Eに連結されている。遊星歯車PAはさらに太陽歯車SAとも噛合しており、太陽歯車SAは係合/非係合可能なブレーキB2に連結されている。

【0020】遊星歯車後進構造体TUは、遊星歯車キャリアPTUを備える。遊星歯車キャリアPTUは、その上に遊星歯車PUを回転自在に支持し、係合/非係合可能なブレーキBRに連結され、さらに出力遊星歯車構造体TAのリングギヤHAと駆動連結されている。リングギヤHUは遊星歯車PUと噛合し、入力歯車伝達構造体TEの遊星歯車キャリアPTEへの駆動連結部VEを備えている。遊星歯車PUは太陽歯車SUと噛合している。

【0021】図1と図5に示される2つの実施形態は、駆動連結部VUKが2つの太陽歯車SAとSUとの間に設けられており、これらの太陽歯車が係合/非係合可能なクラッチK3を介して係合できるという点で共通している。

【0022】図3と図7に示される2つの実施形態は、駆動連結部VUFが太陽歯車SAとSUとの間に設けられており、これら2つの太陽歯車SAとSUは恒久的に駆動連結されているという点で共通している。

【0023】図1と図3の2つの実施形態は、遊星歯車キャリアPTEとリングギヤHUとの間に設けられる駆動連結部VEが、係合/非係合可能な摩擦クラッチKTRとクラッチK1を介して設けられており、クラッチK1は一方で太陽歯車SEに、他方で摩擦クラッチKTRからリングギヤHUへと続く駆動連結部VEの一部VEUに連結されているという点で共通している。

【0024】図5と図7の2つの実施形態は、遊星歯車キャリアPTE上に、補助遊星歯車NPEが、遊星歯車PEと噛合しかつ補助リングギヤNHEとも噛合するように回転自在に支持されており、補助リングギヤNHEは係合/非係合可能な摩擦ブレーキBNに連結されているという点で共通している。

【0025】変速装置の状態：第1速（第1速度範囲）

図1： 図2の表に示されるように、ブレーキB1とB2およびクラッチK3とKTRが係合されている。この状態において、3つの伝達構造体TE、TA、TUは、標準速度伝達比に設定されており、反動部材、すなわちそれぞれ太陽歯車SEまたはSAまたはSUは定位置にロックされ、変速装置を通る動力の流れに関して直列に配設されるため、速度伝達比は個々の速度伝達比の乗算によって与えられる。

【0026】図3： 変速装置の状態は、図4の表に示されるように、クラッチKTRおよびブレーキB1、B2が係合されておき、かつ太陽歯車SUもブレーキB2との連結部VUFを介してロックされているため、図1の状態に相当する。

【0027】図5： ここでも、変速装置の状態は、図

7

6の表によると、ブレーキB2とクラッチK3が係合されており、それによって2つの伝達構造体TAとTUが標準設定、すなわちロックされた太陽歯車SA、SUが反動部材として作用する設定となっており、変速装置を通る動力の流れに関して直列に配列されている。このことは入力伝達構造体TEについても言えるが、この場合、標準速度伝達比は、ロックされた補助リングギヤNHEを介して提供され、太陽歯車SEをロックする場合に比べて速度伝達比が大きくなる。従って、第1速度範囲においては、図1と図3の実施形態に比べて高い速度伝達比が得られる。

【0028】図7： 図8の表によると、変速装置の状態は、この場合も補助リングギヤNHEがブレーキBNによりロックされ、太陽歯車SA、SUがブレーキB2によってロックされているため、図5の状態に相当する。3つの伝達構造体TE、TA、TUは動力の流れにおいて直列に配置されている。従って、この場合も、第1速度範囲（第1速）においては、図1と図3の構成に比較して高い速度伝達比が得られる。

【0029】変速装置の状態： 第2速

図1： 図2の表に示されるように、この状態では、伝達構造体TAとTUに関しては、太陽歯車SA、SUが反動部材を形成するようにロックされたままになっているが、入力伝達構造体TEが速度伝達比1：1になっているという点のみが、第1速の場合と異なっている。その結果、伝達構造体TEの速度伝達比が1：1であるため、全体的な速度伝達比は低くなる。すなわち第2速については、3つの伝達構造体の直列配置の結果、出力速度が高くなる。

【0030】図3： 図4の表によると、この変速装置の状態は、速度伝達比が1：1である入力伝達構造体TEが、太陽歯車SA、SUがロックされて標準配置になっている他の2つの伝達構造体TA、TUと直列に配置されている点で、図1の状態に相当するものである。

【0031】図5： 図6の表によると、この変速装置の状態は、3つの伝達構造体TE、TA、TUの全部が、太陽歯車SE、SA、SUが全てロックされて反動歯車として作用する標準配置になっている点で、第1速に関する図1の状態に相当する。また、伝達構造体は動力の流れにおいて直列の設定に配置されており、この場合も3つの伝達構造体の速度伝達比の乗算で速度伝達比が求められる。

【0032】図7： 図8の表によると、この変速装置の状態も、3つの伝達構造体TE、TA、TUの全部が、太陽歯車SE、SA、SUがロックされる標準配置となっており、また直列に配置されることにより、これら3つの伝達構造体TA、TE、TUの速度伝達比の乗算によって第2速の速度伝達比が求められるという点で、第1速に関する図1の状態に相当するものである。

【0033】変速装置の状態： 第3速

8

図1： 図2の表によると、変速装置の状態は、クラッチK3が非係合されて伝達構造体TUの太陽歯車SUが反動部材として作用せず、伝達構造体TEがクラッチK1とKTRにより速度伝達比1：1に設定されている状態となっているため、伝達構造体TEとTUは速度伝達比の設定に影響を与えていない状態となっている。その結果、第3速の速度伝達比は、太陽歯車SAがロックされた出力伝達構造体TAの速度伝達比のみから与えられる。

【0034】図3： 図4の表によると、第3速の変速装置の状態は、やはり太陽歯車SAがロックされて反動部材として作用する出力伝達構造体TAの速度伝達比のみから速度伝達比が与えられるという点で図1の状態に相当している。クラッチK2とブレーキB2のみが係合され、クラッチKTRは非係合されている。この第3速においては、クラッチK1をさらに係合することにより、入力伝達構造体TEの伝達部材PEとSEの速度挙動を制御できるようにしても良い。ただし、クラッチK1が速度伝達比に影響を与えることはない。

【0035】図5： この実施形態では、入力伝達構造体TEが、クラッチK1により速度伝達比1：1で、伝達構造体TUおよびTAと、動力の流れに関して直列に配置されている。伝達構造体TAとTUは、ロックされた太陽歯車SA、SUが反動部材として作用して、それぞれの標準速度伝達比になっている。従って、この場合の速度伝達比は、2つの伝達構造体TAとTUの標準速度伝達比の積となる。

【0036】図7： 図8の表に示されるように、クラッチK1とブレーキB2とが係合されているため、入力伝達構造体TEは、図5の実施形態と同様に、伝達構造体TUおよびTAと動力の流れに関して直列に配置されている。伝達構造体TU、TAは、太陽歯車SUとSAの間の連結構造体VUFをロックすることにより、結果的に太陽歯車SUとSAが反動部材として作用し、それぞれの標準速度伝達比になっており、直列に配列されている。この場合も、速度伝達比は伝達構造体TAとTUの標準速度伝達比の積となる。

【0037】変速装置の状態： 第4速

図1： 全てのクラッチ（K1、K2、K3、KTR）が係合されているため、全ての伝達構造体TE、TA、TUが共にロックされて、速度伝達比は1：1となっている。

【0038】図3： 全てのクラッチK1、K2、KTRが係合されており、全ての伝達構造体TE、TA、TUが相互連結されて、速度伝達比は1：1となっている。

【0039】図5： 図6の表によると、クラッチK1とK2とブレーキB2が係合されているため、伝達構造体TEとTUの速度伝達比は1：1であり、出力伝達構造体TAは、太陽歯車SAがロックされて反動部材とし

9

て作用する標準速度伝達比の設定となっている。従って、速度伝達比は出力伝達構造体TAの速度伝達比のみによって決まる。

【0040】図7： 図8の表によると、クラッチK2とブレーキB2が係合されている。太陽歯車SAとSUが連結されているため、伝達構造体TEとTUは動力伝達路に含まれていない。出力伝達構造体TAは、相互連結されている太陽歯車SAとSUがロックされるため標準変速設定となっている。従って、速度伝達比は出力伝達構造体TAの速度伝達比のみによって決まる。

【0041】変速装置の状態： 第5速

図1： 図2の表に示されるように、クラッチK2、K3、KTRおよびブレーキB1が係合されているため、3つの伝達構造体TE、TA、TUの全部が相互連結されて連結駆動装置を形成している。ロックされた太陽歯車SEが反動部材を形成するため、相互連結されている太陽歯車SAとSUは入力軸Eによって出力軸Aより高速で駆動される。

【0042】図3： この場合、クラッチK3の係合の代わりに、太陽歯車SAとSUとの間に連結部VUFが設けられている。この点を除いては、図4の表に示す通りブレーキB1のほかにクラッチK2とKTRも係合され、図1の実施形態と同様のオーバードライブ変速ギヤが獲得されるため、3つの伝達構造体TE、TA、TUに関しては図1と同一の連結構成となっている。

【0043】図5： 図6の表に示されるように、3つのクラッチK1、K2、K3が係合されているため、3つの伝達構造体TE、TA、TUが相互連結されて一体として回転することにより、直接駆動装置が獲得される。

【0044】図7： 図8の表に示されるように、2つのクラッチK1とK2が係合されている。図5の係合されたクラッチK3の機能は、連結部VUFによって行われるため、この場合も3つの伝達構造体TE、TA、TU全部が一体として回転して直接変速装置を形成している。

【0045】変速装置の状態： 第6速

図1： 図2の表に示されるように、ブレーキB1とクラッチK1、K2、K3が係合されていることにより、2つの伝達構造体TAとTUが連結されている。リングギヤHがロックされて反動部材として作用する。太陽歯車SAとSUは、出力軸Aより入力軸Eに関して高速で駆動される。

【0046】図3： 図4の表に示されるように、ブレーキB1とクラッチK1、K2が係合されている。その結果、太陽歯車SAとSUが相互連結されているため、2つの伝達構造体TAとTUがやはり結合されて、ロックされたリングギヤHが反動部材として作用する連結駆動装置を形成している。その結果、太陽歯車SAとSUは入力軸Eに関して高度に加速され、出力軸Aの速度

10

は入力軸Eに関してそれより少ない程度にアップされる。

【0047】図5： 図6の表に示されるように、ブレーキB1とクラッチK2、K3が係合されていることにより、3つの伝達構造体全部が相互連結されて連結駆動装置を形成している。太陽歯車SEがロックされることにより、入力軸Eに関し相互連結された太陽歯車SAおよびSUには比較的高い加速が与えられ、出力軸Aの速度についてはそれより低い程度の加速が与えられる。

10 【0048】図7： 図8の表に示されるように、ブレーキB1とクラッチK2が係合されている。連結部VUFが太陽歯車SAとSUを相互連結していることにより、3つの伝達構造体TE、TA、TUの全部が相互連結されて連結駆動装置を形成している。太陽歯車SEはロックされて反動部材を形成している。この設定において、入力軸Eに関し太陽歯車SA、SUの速度は比較的大きく加速され、出力軸Aの速度はそれより低い程度に加速される。

【0049】変速装置の状態： 第7速

20 図5： 図6の表に示されるように、ブレーキBNとクラッチK2、K3が係合されているため、3つの伝達構造体全部が連結されて1つの連結駆動装置を形成している。この構成において、ロックされた補助リングギヤNHEが駆動装置の速度、すなわち太陽歯車SAとSUの速度を入力軸Eの速度に関し比較的高い率で加速し、また出力軸Aの速度をそれより低い程度に加速する。

【0050】図7： 図8の表に示されるように、ブレーキBNとクラッチK2が係合されている。この場合、太陽歯車SAとSUの連結部VUFが図5のクラッチK3の係合機能を行うため、ここでも3つの伝達構造体TE、TA、TUの全部が相互連結されて、共通の連結駆動装置を形成しており、ロックされた補助リングギヤNHEが反動部材を形成して、入力軸Eに関し太陽歯車SA、SUの速度を比較的高い率で加速すると共に、出力軸Aの速度についてはそれより低い率で加速している。

30 【0051】変速装置の状態： 後進第1速 (R1)
図1： 図2の表に示されるように、ブレーキB1とBRおよびクラッチK3とKTRが係合されている。その結果、2つの伝達構造体TAとTUが相互連結されて、ロックされた遊星歯車キャリアPTUと共に連結駆動装置を形成している。この連結駆動装置より先の動力路には、伝達構造体TEが、太陽歯車SEをロックされた標準変速配置で配設されている。この標準変速配置によると、この速度範囲において比較的高い変速が得られ、後進ブレーキBRが係合されているために相互連結されている太陽歯車SAとSUに逆方向の回転が与えられる。そして、太陽歯車SA、SUの速度が出力軸Aに関し、さらに又いくらか減速される。

【0052】図3： この場合も連結軸VUFが図1のクラッチK3が係合されている状態の機能を行うが、図

11

4の表の通り、ここではクラッチKTRと後進ブレーキBRも係合されている。その結果、伝達構造体TAとTUが相互連結されて駆動装置を形成し、標準配置の入力伝達構造体TEがその駆動装置より先の動力路に配設されている。こうして、標準変速配置により高い速度伝達比が提供されると共に、後進ブレーキBRが係合されていることにより太陽歯車SA、SUに逆回転が与えられ、出力伝達構造体TAにおいてそれら太陽歯車SA、SUの速度がさらに減速されるため、出力軸Aの後進速度が減速される。

【0053】図5： 図6の表に示されるように、ブレーキB1とBRおよびクラッチK3が係合されているため、2つの伝達構造体TAとTUが相互連結されて、ロックされた遊星歯車キャリアPTUと共に駆動装置を形成している。標準配置の入力伝達構造体TEがその駆動装置より先の動力路に配設されている。伝達構造体TEが標準配置になっていることで高い速度伝達比が得られるのに対し、駆動装置の有効な反動部材PTUにより連結された太陽歯車SA、SUに逆回転が与えられ、出力伝達構造体TAにおいて、それら太陽歯車SA、SUの速度はさらに出力軸Aに対してやや減速される。

【0054】図7： 図8の表に示されるように、ブレーキB1とBRのみが係合されている。図5のクラッチ3が係合されている状態の機能をやはり連結軸VUFで行うことにより、2つの伝達構造体TAとTUが相互連結されて、ロックされた遊星歯車キャリアPTUが反動部材として作用する駆動装置を形成している。太陽歯車SEがロックされて標準配置になっている入力伝達構造体TEが、駆動装置の先の動力路に配設されており、この標準配置によって高い速度伝達比が与えられる。係合された後進ブレーキBRによって、相互連結された太陽歯車SAとSUに逆回転が与えられ、出力伝達構造体TAにおいて、出力軸Aに対しそれら太陽歯車SA、SUの速度がさらに減速される。

【0055】変速装置の状態：後進第2速(R2)

図1： 図2の表に示されるように、クラッチK1、K3、KTRおよび後進ブレーキBRが係合されている。その結果、入力伝達構造体TEは速度伝達比1：1で1つのユニットとして動作し、他の2つの伝達構造体TAとTUによって形成される連結駆動装置と入力構造体TEとが直列に配列されている。遊星歯車キャリアPTUがロックされて、動力路に直列に配設された反動部材を形成する。1：1の速度伝達比によって低い変速が与えられ、係合されたブレーキBRにより相互連結された太陽歯車SAとSUに逆回転が与えられ、出力伝達構造体TAにおいて、出力軸Aに対し太陽歯車SA、SUの速度がやや減速される。

【0056】図3： 図4の表に示されるように、クラッチK1とKTRおよびブレーキBRが係合される一方、連結軸VUFが図1の係合されたクラッチK3の機

12

能を果たしている。その結果、入力伝達構造体TEは速度伝達比1：1で1つのユニットとして回転する。他の2つの伝達構造体TAとTUによって形成される、ロックされた遊星歯車キャリアPTUが反動部材を形成している連結駆動装置が、伝達構造体TEと直列に動力路に配設されている。この1：1の部分的な速度伝達比が全体として低い速度伝達比を与える。係合されている後進ブレーキBRが相互連結されている太陽歯車SAとSUの回転方向を変え、出力伝達構造体TAにおいて、出力軸Aに対し太陽歯車SA、SUの速度が減速される。

【0057】図5： 図6の表に示されるように、クラッチK1とK3および後進ブレーキBRが係合されている。入力伝達構造体TEが速度伝達比1：1で1つのユニットとして回転する。ロックされた遊星歯車キャリアPTUが反動部材の働きをする連結駆動装置が、他の2つの伝達構造体TAとTUによって形成され、動力路に直列に配設されている。これにより、1：1の部分的な速度伝達比が小さな速度変化を与える。係合されたブレーキBRにより、太陽歯車SAとSUに逆回転が与えられ、その速度が出力伝達構造体TAにおいて出力軸Aに対し減速される。

【0058】図7： 図8の表に示されるように、クラッチK1と後進ブレーキBRが係合されている。図5の係合されたクラッチK3の機能は、ここでも太陽歯車SAとSUの連結部VUFによって代行される。入力伝達構造体TEが部分的な速度伝達比1：1をもって1つのユニットとして動作する。ロックされた遊星歯車キャリアPTUが反動部材を形成する連結駆動装置が、他の2つの伝達構造体TAとTUによって提供され、動力路に入力伝達構造体TEと直列に配設されている。この時、部分的な速度伝達比1：1は速度の変化を与えない。係合されたブレーキBRが相互連結されている太陽歯車SAとSUの回転方向を逆にし、その速度が出力伝達構造体TAにおいて出力軸Aに対し減速される。

【0059】変速装置の状態：後進第3速(R3)

図5： 図6の表に示されるように、ブレーキBNとBRおよびクラッチK3が係合されている。その結果、2つの伝達構造体TAとTUが結合されて、ロックされた遊星歯車キャリアPTUとリングギヤとで反動部材を形成する駆動装置が形成されている。入力伝達構造体TEは、ロックされたリングギヤNHEが反動部材を形成する標準配置になっている。この構成により、3つの後進段R1～R3の中で最大の変速を与え、係合されたブレーキBRは相互連結された太陽歯車SAとSUを逆回転させる。その速度は出力伝達構造体TAにおいて出力軸Aに対しさらに減速される。

【0060】図7： 図8の表に示されるように、ブレーキBNとBRのみが係合されている。図5の係合されたクラッチK3の機能は、太陽歯車SAとSUとを相互連結する連結軸VUFによって代行される。従って、2

つの伝達構造体TAとTUは、遊星歯車キャリアPTUがロックされた駆動装置を形成する。ロックされた補助リングギヤNHEが反動部材を形成している標準配置の入力伝達構造体TEが、その駆動装置より先の動力路に配設されている。ロックされた補助リングギヤNHEによって非常に高い変速、3つの後進速の中で最も高い変速が行われる一方、ロックされた遊星歯車キャリアPTUが相互連結されている太陽歯車SAとSUに逆回転を与える。その速度は、出力伝達構造体TAにおいて出力軸Aに対しさらに減速される。

【0061】以上の説明においては、様々な伝達構造体の回転運動伝達部材を歯車として説明を行って来たが、歯車の代わりに例えば摩擦ローラや牽引ローラを用いても良い。

【図面の簡単な説明】

【図1】遊星歯車式変速装置の第1の実施形態を模式的に示す断面図である。

【図2】図1に示す変速装置の各変速範囲についてどのシフト手段（クラッチ/ブレーキ）を有効にするかを示す表である。

【図3】遊星歯車式変速装置の第2の実施形態を模式的に示す縦断面図である。

【図4】図3に示す変速装置の各ギヤに関してどのシフト手段が作動されるかを示す表である。

【図5】遊星歯車式変速装置の第3の実施形態を模式的に示す縦断面図である。

【図6】図5の設定により、各ギヤに関してどのシフト手段が作動されるかを示す表である。

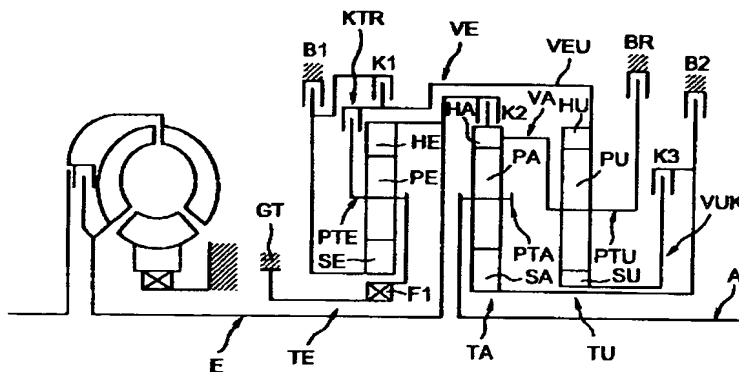
【図7】遊星歯車式変速装置のさらに別の実施形態を模式的に示す縦断面図である。

【図8】図7の設定においてどのシフト手段が作動されるかを示す表である。

【符号の説明】

- 10 A 出力軸
E 入力軸
F1 一方向クラッチ (a free-wheeling clutch)
TA, TE, TU 伝達構造体
K1, K2, K3, KTR クラッチ
B1, B2, BN, BR ブレーキ
PA, PE, PU 遊星歯車
SA, SE, SU 太陽歯車
PTA, PTE, PTU 遊星歯車キャリア
NPE 補助遊星歯車
20 NHE 補助リングギヤ
HA, HE, HU リングギヤ
GT 固定ハウジング部
VE, VEU, VUK, VUF 駆動連結部

【図1】



【図2】

ギヤ	K1	K2	K3	KTR	B1	B2	BR
1							
2	●			●	●	●	
3	●	●		●		●	
4	●	●	●	●			
5		●	●	●	●		
6	●	●	●	●	●		
R1			●	●	●		●
R2	●		●	●			●

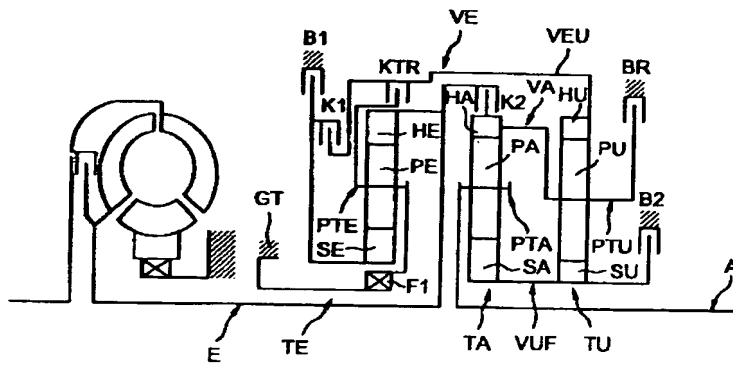
【図6】

【図4】

ギヤ	K1	K2	KTR	B1	B2	BR
1			●	●	●	
2	●		●		●	
3	●	●			●	
4	●	●	●			
5		●	●	●		
6	●	●	●	●		
R1			●	●		●
R2	●		●			●

ギヤ	K1	K2	K3	B1	B2	BN	BR
1			●		●	●	
2			●	●	●		
3	●		●		●		
4	●	●			●		
5	●	●					
6		●	●		●		
7		●	●			●	
R1			●	●			●
R2	●						●
R3					●	●	

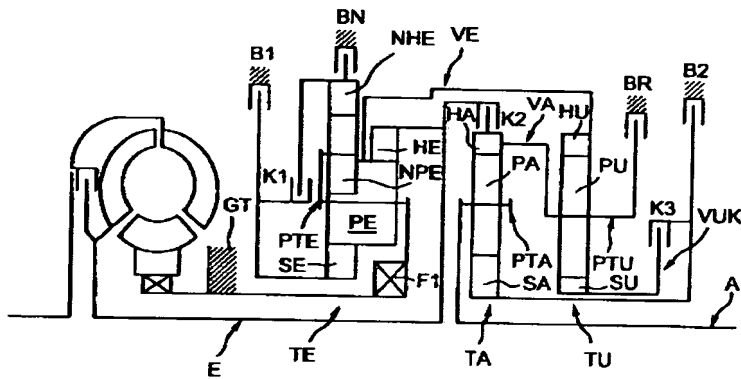
【図3】



【図8】

ギヤ	K1	K2	B1	B2	BN	BR
1				●	●	
2			●	●		
3	●			●		
4		●				
5	●	●				
6		●	●			
7		●			●	
R1			●			●
R2	●					●
R3					●	●

【図5】



【図7】

